

工质对的过量焓对吸收式制冷系数的影响

白里航, 李健, 刘向阳, 何茂刚

(西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对高效吸收式制冷工质对的筛选问题,为了寻求一个新的突破口来提高吸收式制冷系数,对单级吸收式制冷系统中工质对的循环和能量转移过程进行了理论分析。通过将溶液焓“拆分”为溶质焓、溶剂焓和过量焓,发现过量焓可以影响吸收式制冷的制冷系数,并且既可以有利于亦可以抑制吸收式制冷的制冷系数;通过对比分析 100%和 0%两种极端回热换热器工况下的制冷系数,发现过量焓对吸收式制冷的影响与回热换热器的效率相关。为定量分析过量焓对制冷系数的影响,对 H₂O/LiBr、R134a/[HMIM][Tf₂N]和 R1234yf/[HMIM][BF₄] 3 种工质对的吸收式制冷系统进行热力学模拟,结果表明:回热换热器效率较高时,由于过量焓的作用,R1234yf/[HMIM][BF₄]的制冷系数将反高于 H₂O/LiBr。

关键词: 制冷系数;吸收;过量焓;模拟;效率

中图分类号: TK01 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202010016 **文章编号:** 0253-987X(2020)10-0131-06



OSID 码

Effect of Excess Enthalpy on Absorption Refrigeration Efficiency

BAI Lihang, LI Jian, LIU Xiangyang, HE Maogang

(MOE Key Laboratory of Thermal-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To obtain a breakthrough in selecting high-efficient working pairs for absorption refrigeration, the energy diversion along with the working pair circulation in a single-stage absorption refrigeration system is investigated. By regarding solution enthalpy as the sum of excess enthalpy, solute enthalpy and solvent enthalpy, it is found that the excess enthalpy exerts either positive or negative effect on the performance coefficient. Moreover, comparison between the systems with a 100% or 0% efficiency heat recovery exchanger implies that the excess enthalpy effect is related with the heat recovery exchanger efficiency. Subsequently, system simulations for H₂O/LiBr, R134a/[HMIM][Tf₂N] and R1234yf/[HMIM][BF₄] show that the higher efficiency of heat recovery exchanger and the excess enthalpy effect together lead R1234yf/[HMIM][BF₄] to acquire a higher coefficient of performance than H₂O/LiBr.

Keywords: refrigeration coefficient; absorption; excess enthalpy; simulation; efficiency

符号表

η_{COP}	系统效率	x	摩尔分数, mol/mol
c_p	比定压热容, J/(kg · K)	γ	活度系数
f	质量循环倍率, kg/kg	$\alpha, \tau_r, \tau_r^0, \tau_s^0, \tau_s^1$	局部非随机组分二元(NRTL)模型中的参数

收稿日期: 2020-05-12。 作者简介: 白里航(1991—),男,博士生;何茂刚(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(51936009)。

网络出版时间: 2020-06-15

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200615.0903.002.html>

f_n	摩尔循环倍率, mol/mol	上角标	
g	摩尔吉布斯自由能, J/mol	a, c, e, ex, g, p	吸收器, 冷凝器, 蒸发器, 换热器, 发生器, 泵
H	焓, J	E	过量参数
h	摩尔焓, J/mol	l	液体
p	压力, Pa	s	饱和态
Q	换热量, J	下角标	
R	通用气体常数, J/(mol · K)	mix	混合作用影响
T	温度, K	n	摩尔
v	摩尔体积, m ³ /mol	r, s	制冷剂, 吸收剂
W	泵功, J	1, 2, …, 9	系统中的位置点

目前,相当部分的能源消耗和碳排放是由日常生活造成的。在美国,家庭生活贡献了 39% 的能源消耗和 38% 的二氧化碳排放,在欧洲,这一比例分别为 40% 和 36%^[1],而制冷又是其中的耗能大户,从而一直备受关注^[1-2]。

制冷方式中,吸收式制冷由于可以利用低品位的热能、回收利用厂矿企业的废热,或者直接由太阳能驱动,日益受到重视^[3]。因此,众多学者从不同角度对吸收式制冷技术开展研究。文献[4]模拟了太阳能驱动的以 NH₃/H₂O 为工质的吸收式制冷系统,利用发生器出口的过热蒸汽来预热吸收器出口溶液,显著提高了制冷效率。Hong 通过膨胀机回收过热蒸汽中的焓来驱动泵,提高系统的综合效率^[5]。不同于在制冷循环模式上的改进,一些学者从制冷工质对的热物理性质出发研究吸收式制冷。Yokozeki 利用 Redlich-Kwong 状态方程计算了制冷剂在吸收剂中的溶解度,证明 Redlich-Kwong 状态方程可以用于吸收式制冷系统模拟^[6]。文献[7]利用 Redlich-Kwong 状态方程计算 5 种工质对的效率,发现离子液体可以用于吸收式制冷系统,并且克服了传统吸收剂的缺点。Redlich-Kwong 状态方程不能直观体现出过量焓的作用,有学者通过采用新的模型,考虑了过量焓的作用^[8-10]。但是,大部分研究只是为了提高系统模拟的准确性,并没有对过量焓的影响进行深入分析。本团队初步研究发现:过量焓不仅影响系统模拟的准确性,在特定的情况下,过量焓甚至成为影响效率的主要因素。为此,我们曾提出一种基于过量焓变化的新型热泵循环^[11],并通过模拟研究发现:新型的热泵循环不仅可以利用溶液的过量焓取代制冷剂的潜热,而且可以将蒸气压缩式热泵和吸收式热泵的优点整合到一起。由此可见,过量焓在系统中可以起到与潜热类似的重要作用,却并未得到同等的重视。

本文理论分析了过量焓对吸收式制冷的影响,并通过计算 H₂O/LiBr、R134a/[HMIM][Tf₂N] 和 R1234yf/[HMIM][BF₄] 3 种不同工质对的制冷系数,证明了过量焓对吸收制冷作用不可忽略。

1 过量焓计算模型

实际溶液和理想溶液的焓值往往存在偏差($h_{\text{mix}} = h_{\text{act}} - h_{\text{id}}$),即为过量焓。它的产生主要是因为溶质在溶剂中溶解时,溶液中除溶质与溶质、溶剂与溶剂作用外,出现了溶剂与溶质之间的作用。所以,溶液的摩尔焓可以通过下式表示

$$h = h_{\text{mix}} + h_r^l x_r + h_s x_s \tag{1}$$

式中: h_r^l 为液体制冷剂的焓; h_s 为吸收剂的焓; x_r 和 x_s 分别为制冷剂和吸收剂的摩尔分数。通常情况下,溶液的过量焓 h_{mix} 比较小,不容易测量。但是,过量焓和过量吉布斯自由能相关,因此过量焓可以通过溶液组分的活度系数计算得到

$$h_{\text{mix}} = -T^2 \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{g^E}{T} \right) = -RT^2 \left[x_r \left(\frac{\partial \ln \gamma_r}{\partial T} \right)_{p,x} + x_s \left(\frac{\partial \ln \gamma_s}{\partial T} \right)_{p,x} \right] \tag{2}$$

由于液体的不可压缩性, h_r^l 可以通过式(3)近似得到

$$h_r^l = h_r^l(T, p^s(T)) + \int_{p^s}^p v dp = h_r^l(T, p^s(T)) + v_r^l(T, p^s(T))(p - p_r^s(T)) \tag{3}$$

式中: v_r^l 为液态制冷剂的摩尔体积。

2 吸收式制冷系数分析

单级吸收式制冷系统如图 1 所示,为计算简便,做出了如下假设:①忽略管路中流体黏性阻力造成的压降和热传递所需要的温差;②假设发生器和吸收器中的气液达到了溶解平衡;③由于所选取的吸收剂具有极低挥发性,所以忽略了气体中的吸收剂。

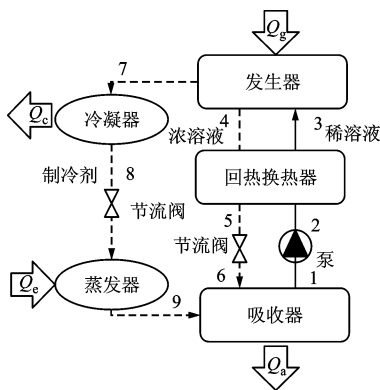


图 1 单级吸收式制冷系统图

理论上,以上假设将使制冷系数偏大,但是实际偏差通常很小,可以忽略,因此这 3 条假设被广泛采用。系统中的能量守恒方程和质量守恒方程如下

$$Q_g = n_4 h_4 + n_7 h_7 - n_3 h_3 \quad (4)$$

$$Q_c = n_8 (h_9 - h_8); \quad Q_c = n_7 (h_7 - h_8) \quad (5)$$

$$Q_a = n_9 h_9 + n_6 h_6 - n_1 h_1 \quad (6)$$

$$Q_{ex} = n_4 (h_4 - h_5) = n_3 (h_3 - h_2) \quad (7)$$

$$W_p = n_2 (h_2 - h_1); \quad h_5 = h_6 \quad (8)$$

$$n_7 = n_3 - n_4 = x_{r,3} n_3 - x_{r,4} n_4 \quad (9)$$

系统的制冷系数和质量循环倍率分别为

$$\eta_{COP} = Q_c / (W_p + Q_g) \quad (10)$$

$$f = \frac{m_1}{m_7} = \frac{1 - x_{r,4}}{x_{r,1} - x_{r,4}} \frac{x_{r,1} M_r + x_{s,1} M_s}{M_r} \quad (11)$$

2.1 理想换热器工况分析

吸收式制冷系统工作时,能量变化如图 2 所示。溶液的焓由制冷剂焓、吸收剂焓和过量焓组成。在循环中,溶液中的制冷剂只有部分(r_1)参与制冷的循环,另一部分(r_2)则始终保持在溶液中,仅仅被加热冷却。图中 3 点和 4 点分别为发生器的进出口,温度压力相等;1 点和 6 点分别为吸收器的进出口,温度压力相等。所以得到

$$H_{r2,3} = H_{r2,4}; \quad H_{s,3} = H_{s,4} \quad (12)$$

$$H_{r2,1} = H_{r2,6}; \quad H_{s,1} = H_{s,6} \quad (13)$$

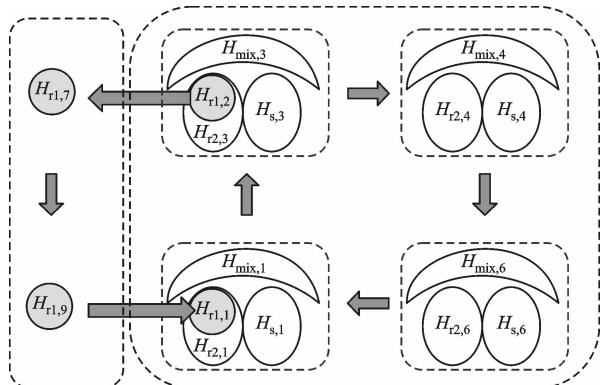


图 2 吸收式制冷循环中能量变化

当回热换热器的效率为 100% 时,可以得到系统的制冷系数为

$$\eta_{COP} = \frac{h_{r,9} - h_{r,8}}{(h_{r,7} - h_{r,1}) + (f_n - 1)h_{mix,6} - f_n h_{mix,1}} \quad (14)$$

$$f_n = n_1 / n_7 = (1 - x_{r,4}) / (x_{r,1} - x_{r,4}) \quad (15)$$

式中: f_n 为吸收器出口溶液和蒸发器出口制冷剂的摩尔比。对于 f_n 非常大的工质对(比如制冷剂/离子液体),式(14)可以近似表示为

$$\eta_{COP} = \frac{h_{r,9} - h_{r,8}}{(h_{r,7} - h_{r,1}) + f_n (h_{mix,6} - h_{mix,1})} \quad (16)$$

式中: $h_{r,1}$ 、 $h_{r,7}$ 、 $h_{r,8}$ 、 $h_{r,9}$ 取决于制冷剂的性质; f_n 、 $h_{mix,1}$ 和 $h_{mix,6}$ 取决于制冷剂和吸收剂之间的相互作用。当 $(h_{mix,6} - h_{mix,1}) < 0$ 时,过量焓将提高系统的制冷系数。这是因为随着制冷剂在吸收剂中的溶解,溶液的过量焓增大,吸收器出口处的溶液储存了更多的能量;反之当 $(h_{mix,6} - h_{mix,1}) > 0$ 时,过量焓将抑制系统效率。 f_n 虽然不能决定过量焓是否有积极作用,但是可以增强过量焓的影响。当过量焓起积极作用时, f_n 越大,制冷系数越高;当过量焓起消极作用时, f_n 越大,制冷系数越低。

因为过量焓可以影响吸收式制冷系数,所以在筛选制冷剂和吸收剂工质对时,过量焓也是需要考虑的一个因素。当过量焓有助于提高制冷系数时($h_{mix,6} < h_{mix,1}$),可以适当提高 f_n 以强化过量焓的积极作用,而不能一味提高吸收器中的制冷剂溶解度或者降低发生器中的制冷剂溶解度。合理设计溶解度变化范围,选择合适过量焓变化范围,对提高系统的制冷系数十分重要。

2.2 无换热器工况分析

当回热换热器的效率为 0 时,从蒸发器回流的浓溶液中的热量不能得到利用,所以必须完全依靠外界的热源加热泵出的稀溶液,所以制冷系数为

$$\eta_{COP} = \frac{h_{r,9} - h_{r,8}}{A + (f_n - 1)B} \quad (17)$$

$$A = h_{r,7} - x_{r,1} h_{r,1} + (1 - x_{r,1})(h_{s,4} - h_{s,1}) - h_{mix,1} \quad (18)$$

$$B = (x_{r,4} h_{r,4} - x_{r,1} h_{r,1}) + (1 - x_{r,1})(h_{l,4} - h_{l,1}) + (h_{mix,4} - h_{mix,1}) \quad (19)$$

通常情况下,溶液的过量焓 h_{mix} 、摩尔比热容都与分子大小相关。当分子比较大的时候, h_{mix} 变化比较大,摩尔比热容也比较大。然而,因为吸收器和发生器之间存在较大的温差,所以过量焓变化相对就比较小,可以得到如下关系

$$|h_{\text{mix},1}| \ll [(1-x_{r,1})(h_{\text{IL},4}-h_{\text{IL},1}) + h_{r,7}-x_{r,1}h_{r,1}] \quad (20)$$

$$|h_{\text{mix},4}-h_{\text{mix},1}| \ll [(x_{r,4}h_{r,4}-x_{r,1}h_{r,1}) + (1-x_{r,1})(h_{\text{IL},4}-h_{\text{IL},1})] \quad (21)$$

所以,当回热换热器效率为0时,制冷系数可以忽略过量焓的影响,此时制冷系数近似表示为

$$\eta_{\text{COP}} = \frac{h_{r,9}-h_{r,8}}{A^*+(f_n-1)B^*} \quad (22)$$

$$A^* = h_{r,7}-x_{r,1}h_{r,1}+(1-x_{r,1})(h_{s,4}-h_{s,1}) \quad (23)$$

$$B^* = (x_{r,4}h_{r,4}-x_{r,1}h_{r,1})+(1-x_{r,1})(h_{s,4}-h_{s,1}) \quad (24)$$

根据式(22)~(24)可以得出:无换热器工况下,系统的效率主要与 f_n 、 $x_{r,1}$ 和 $x_{r,4}$ 相关,过量焓对制冷系数的影响可以忽略。进一步分析制冷系数的影响因素,可以得到

$$\frac{\partial[A^*+(f_n-1)B^*]}{\partial x_{r,1}} = -f_n \left[(h_{s,4}-h_{s,1}) \left(\frac{x_{s,1}}{x_{r,1}-x_{r,4}} + 1 \right) + \frac{x_{r,4}(h_{r,4}-h_{r,1})}{x_{r,1}-x_{r,4}} \right] < 0 \quad (25)$$

$$\frac{\partial[A^*+(f_n-1)B^*]}{\partial x_{r,4}} = \frac{1-x_{r,1}}{(x_{r,1}-x_{r,4})^2} [x_{r,1}(h_{r,4}-h_{r,1})+(1-x_{r,1})(h_{s,4}-h_{s,1})] > 0 \quad (26)$$

当忽略过量焓的作用时,增大 $x_{r,1}$ 和减小 $x_{r,4}$ 将会提高系统的效率。

3 实例证明

本文计算了 $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ 、 $\text{R134a}/[\text{HMIM}][\text{TF}_2\text{N}]$ 、 $\text{R1234yf}/[\text{HMIM}][\text{BF}_4]$ 3种工质对在图1所示的单级吸收式制冷系统中的制冷系数。参考 Kouremenos 的工作^[12] 计算了 $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ 效率。采用常用的 NRTL 模型,对 $\text{R134a}/[\text{HMIM}][\text{TF}_2\text{N}]$ 、 $\text{R1234yf}/[\text{HMIM}][\text{BF}_4]$ 进行计算,并且通过模拟 $\text{R1234ze(E)}/[\text{HMIM}][\text{TF}_2\text{N}]$ 验证了模型的可靠性^[13]。吸收剂的比热容和比体积是通过方程拟合实验数据^[14-17]得到的,拟合方程如下式

$$c_p = \beta_0 + \beta_1 T + \beta_2 T^2 + \beta_3 T^3 \quad (27)$$

$$v_s = c_0 + c_1 T \quad (28)$$

过量焓可以利用活度系数求解得到,方法如下

$$h_{\text{mix}} = -RT^2 \left[x_r \left(\frac{\partial \ln \gamma_r}{\partial T} \right)_{p,x} + x_s \left(\frac{\partial \ln \gamma_s}{\partial T} \right)_{p,x} \right] \quad (29)$$

利用 NRTL 方程拟合实验数据^[18-19]得到各工质对的溶解度和活度系数,通过软件 REFPROP 9.1^[20]获得制冷剂 R134a 和 R1234yf 的相关物性。其中,NRTL 方程如下所示

$$\ln \gamma_r = x_s^2 \left[\tau_s \left(\frac{G_s}{x_r + x_s G_s} \right)^2 + \frac{\tau_r G_r}{(x_s + x_r G_r)^2} \right] \quad (30)$$

$$\ln \gamma_s = x_r^2 \left[\tau_r \left(\frac{G_r}{x_s + x_r G_r} \right)^2 + \frac{\tau_s G_s}{(x_r + x_s G_s)^2} \right] \quad (31)$$

$$G_r = \exp(-\alpha \tau_s) G_{\text{IL}} = \exp(-\alpha \tau_s) \quad (32)$$

$$\tau_r = \tau_r^0 + \tau_r^1/T; \quad \tau_s = \tau_s^0 + \tau_s^1/T \quad (33)$$

$$\phi_r = \exp \left[\frac{(B_r - v_r^1)(p - p_r^s)}{RT} \right] \quad (34)$$

当发生器的温度为 350 K、蒸发器温度为 278 K、吸收器和冷凝器温度均为 298 K 时,系统的制冷系数随换热器的效率变化规律如图3和表1所示。当换热器效率很低时,无论是实际情况还是忽略过量焓的作用, $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ 的效率都最高。当换热器效率接近 100% 时, $\text{R134a}/[\text{HMIM}][\text{TF}_2\text{N}]$ 和 $\text{R1234yf}/[\text{HMIM}][\text{BF}_4]$ 的制冷系数随回热换热器效率增高而迅速提高。当回热换热器效率为 100% 时,由于过量焓的作用, $\text{R1234yf}/[\text{HMIM}][\text{BF}_4]$ 的制冷系数最高,可以达到 0.97,高于 $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ 的制冷系数。通过图3可以发现:①过量焓可以提高制冷系数,也可以抑制制冷系数;②对于 $\text{R1234yf}/[\text{HMIM}][\text{BF}_4]$ 和 $\text{R134a}/[\text{HMIM}][\text{TF}_2\text{N}]$ 系统,过量焓起到积极作用;③对于 $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ 系统,过量焓却是抑制作用。

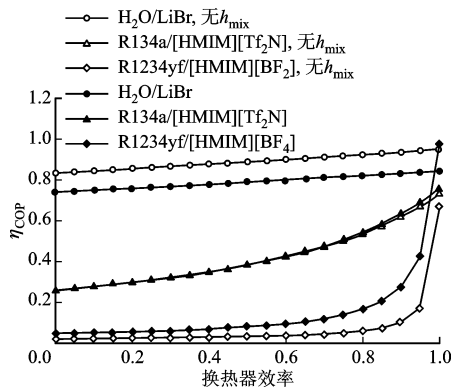


图3 3种吸收式制冷工质对的效率

在回热换热器效率为 100% 时,式(14)证明吸收剂热容将不再影响系统的制冷系数。为更直观研究过量焓的作用,图4给出了系统中不同位置的制冷剂摩尔焓。当考虑过量焓时,过量焓的作用已经被折合到制冷剂的摩尔焓中。单位摩尔制冷剂的制冷量 $\Delta h_e = h_9 - h_8$ 。忽略过量焓的作用时,加热所需要的热量为 $\Delta h_g = h_7 - h_1$ (参考式(14)),制冷系数 $\eta_{\text{COP}} = (h_9 - h_8)/(h_7 - h_1)$ 。此时,图3和图4一致, η_{COP} 由大到小的顺序为 $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ 、 $\text{R134a}/[\text{HMIM}][\text{TF}_2\text{N}]$ 、 $\text{R1234yf}/[\text{HMIM}][\text{BF}_4]$ 。但是,由于过量

表 1 3 种吸收式工质对的制冷系数

换热器效率 /%	制冷系数					
	H ₂ O/LiBr		R134a/[HMIM][Tf ₂ N]		R1234yf/[HMIM][BF ₄]	
	无 h_{mix}	实际	无 h_{mix}	实际	无 h_{mix}	实际
0	0.830	0.734	0.251	0.249	0.010	0.035
5	0.835	0.739	0.259	0.257	0.011	0.037
10	0.840	0.743	0.268	0.267	0.012	0.039
15	0.845	0.748	0.278	0.277	0.012	0.041
20	0.850	0.753	0.289	0.287	0.013	0.044
25	0.856	0.758	0.300	0.299	0.014	0.047
30	0.861	0.763	0.312	0.311	0.015	0.050
35	0.867	0.768	0.325	0.325	0.016	0.053
40	0.872	0.773	0.340	0.340	0.017	0.057
45	0.878	0.778	0.355	0.356	0.019	0.062
50	0.884	0.783	0.373	0.374	0.020	0.068
55	0.889	0.788	0.392	0.394	0.023	0.075
60	0.895	0.793	0.413	0.416	0.025	0.084
65	0.901	0.799	0.436	0.440	0.029	0.095
70	0.907	0.804	0.463	0.468	0.033	0.109
75	0.913	0.810	0.492	0.499	0.040	0.127
80	0.920	0.815	0.526	0.535	0.049	0.154
85	0.926	0.821	0.565	0.576	0.064	0.195
90	0.932	0.827	0.610	0.625	0.091	0.266
95	0.939	0.832	0.663	0.682	0.160	0.418
100	0.945	0.838	0.725	0.751	0.665	0.973

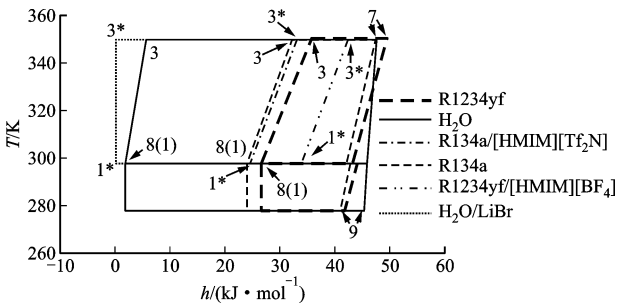


图 4 3 种工质对的制冷剂循环图

焓的作用,制冷剂从吸收器到发生器的实际加热过程从原过程 1-3-7 变化为 1*-3*-7。对于 H₂O/Li-Br,过量焓使吸收器出口的总焓降低($h_{1*} < h_1$),因此实际需要更多的热量加热溶液($(h_7 - h_{1*}) > (h_7 - h_1)$)。对于 R134a/[HMIM][Tf₂N]和 R1234yf/[HMIM][BF₄],过量焓使吸收器出口处溶液的总焓增大($h_{1*} > h_1$),因此溶液在发生器加热时实际所需要的热量减少($(h_7 - h_{1*}) < (h_7 - h_1)$),从而制冷系数得到提升。R1234yf/[HMIM][BF₄]的过量焓

的作用最大,实际制冷系数最高。

4 结 论

在吸收式制冷系统中,吸收剂和制冷剂混合过程中产生的过量焓对制冷系数有重要影响。本文通过分析单级吸收式制冷循环,特别是考虑回热换热器的效率变化,得到了过量焓对吸收式制冷系数的影响规律:①吸收器进出口的过量焓差值($h_{\text{mix},6} - h_{\text{mix},1}$)为正时,过量焓有积极作用;②当($h_{\text{mix},6} - h_{\text{mix},1}$)为负时,过量焓将会抑制制冷系数;③循环倍率 f_n 可以强化过量焓的作用,当($h_{\text{mix},6} - h_{\text{mix},1}$)为正时,过分降低循环倍率反而不利于提高系统的制冷系数。由于过量焓变化范围非常小,所以当回热换热器效率较低时,过量焓的作用可忽略。

为了进一步说明不同制冷工质对的过量焓对吸收式制冷的影响,本文计算了 R1234yf/[HMIM][BF₄],R134a/[HMIM][Tf₂N]和 H₂O/LiBr 3 种工质对的制冷系数,结果表明:当回热换热器为

100%时,R1234yf/[HMIM][BF₄]的制冷系数高于H₂O/LiBr的制冷系数,这主要是由于各自过量焓不同作用的结果。

参考文献:

- [1] AMASYALI K, EL-GOHARY N M. A review of data-driven building energy consumption prediction studies [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, 81: 1192-1205.
- [2] ZEYGHAMI M, YOGI GOSWAMI D, STEFANAKOS E. A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, 51: 1428-1445.
- [3] ERICKSON D C, ANAND G, KYUNG I. Heat-activated dual-function absorption cycle [J]. *ASHRAE Transactions*, 2004, 110(1): 515-524.
- [4] ABU-EIN S Q, FAYYAD S M, MOMANI W, et al. Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2009, 46(2): 137-145.
- [5] HONG D L, TANG L, HE Y J, et al. A novel absorption refrigeration cycle [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(14): 2045-2050.
- [6] YOKOZEKI A. Theoretical performances of various refrigerant-absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state [J]. *Applied Energy*, 2005, 80(4): 383-399.
- [7] KIM S, PATEL N, KOHL P A. Performance simulation of ionic liquid and hydrofluorocarbon working fluids for an absorption refrigeration system [J]. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2013, 52(19): 6329-6335.
- [8] HE L J, TANG L M, CHEN G M. Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures [J]. *Solar Energy*, 2009, 83(11): 2029-2038.
- [9] 梁世强, 赵杰, 王立, 等. 离子液体型新工质对吸收式制冷循环 [J]. *工程热物理学报*, 2010, 31(10): 1627-1630.
LIANG Shiqiang, ZHAO Jie, WANG Li, et al. Absorption refrigeration cycle utilizing a new working pair of ionic liquid type [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2010, 31(10): 1627-1630.
- [10] 陈伟. 离子液体吸收式制冷工质对基础性研究与循环特性研究 [D]. 北京: 中国科学院大学, 2014: 66-72.
- [11] BAI L H, LIU X Y, HE M G. A new thermodynamic cycle of heat pump relying on excess enthalpy changing [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 150: 605-611.
- [12] KOUREMENOS D, ROGDAKIS E D. Thermodynamic cycles for refrigeration and heat transformer units H₂O/LiBr [J]. *Forschung Im Ingenieurwesen*, A, 1988, 54(2): 39-47.
- [13] BAI Lihang, LIU Siqi, YE Zheng, et al. Investigation on the performance of R1234ze(E) in absorption refrigeration and ejection refrigeration systems [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 161: 114120.
- [14] SOUČKOVÁ M, KLOMFAR J, PÁTEK J. Measurements and group contribution analysis of 0.1 MPa densities for still poorly studied ionic liquids with the [PF₆] and [NTf₂] anions [J]. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 2014, 77: 31-39.
- [15] KLOMFAR J, SOUCKOVA M, PATEK J. Temperature dependence measurements of the density at 0.1 MPa for 1-alkyl-3-methylimidazolium-based ionic liquids with the trifluoromethanesulfonate and tetrafluoroborate anion [J]. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 2010, 55(9): 4054-4057.
- [16] BLOKHIN A V, PAULECHKA A Y U, KABO G J. Thermodynamic properties of [C6 mim][NTf₂] in the condensed state [J]. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 2006, 51(4): 1377-1388.
- [17] WALISZEWSKI D. Heat capacities of the mixtures of ionic liquids with methanol at temperatures from 283.15 K to 323.15 K [J]. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 2008, 40(2): 203-207.
- [18] LIU Xiangyang, BAI Lihang, LIU Siqi, et al. Vapor-liquid equilibrium of r1234yf/[HMIM][Tf₂N] and r1234ze(E)/[HMIM][Tf₂N] working pairs for the absorption refrigeration cycle [J]. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 2016, 61(11): 3952-3957.
- [19] REN W, SCURTO A M. Phase equilibria of imidazolium ionic liquids and the refrigerant gas, 1,1,1,2-tetrafluoroethane (R-134a) [J]. *Fluid Phase Equilibria*, 2009, 286(1): 1-7.
- [20] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties—REFPROP [EB/OL]. [2020-04-01]. <https://data.nist.gov/od/id/ECBCC1C130222ED9E04306570681B10740>.

(编辑 杜秀杰)